

45

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 実用新案公報 (Y 2)

(11) 実用新案出願公告番号

実公平7-54561

(24) (44) 公告日 平成7年(1995)12月18日

(51) Int. Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I
F01L 1/02		Z	
13/00	301	F	
F02B 67/06		A	
F02D 11/06		A	
F16H 7/08		Z	

請求項の数 2 (全12頁)

(21) 出願番号 実願平1-79660

(22) 出願日 平成1年(1989)7月6日

(65) 公開番号 実開平3-19404

(43) 公開日 平成3年(1991)2月26日

(71) 出願人 999999999

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山2丁目1番1号

(72) 考案者 伊藤 康利

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
本田技術研究所内

(72) 考案者 神山 敏宏

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
本田技術研究所内

(72) 考案者 川島 文則

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
本田技術研究所内

(74) 代理人 弁理士 落合 健 (外1名)

審査官 安池 一貴

最終頁に続く

(54) 【考案の名称】 内燃機関の動弁装置

1

【実用新案登録請求の範囲】

【請求項1】 機関本体 (E) に開閉可能に支承される機関弁 (Vi, Ve) と動弁カム軸 (7i, 7e) との間に介設される動弁駆動力伝達手段 (76i, 76e) に、機関弁 (Vi, Ve) の開閉作動態様を機関の運転状態に応じて変更可能な弁作動態様変更機構 (86i, 86e) が設けられ、前記動弁カム軸 (7i, 7e) およびクランク軸 (5) 間には巻掛伝動系 (T) が設けられる、内燃機関の動弁装置において、前記弁作動態様変更機構 (86i, 86e) から独立して設けられ、巻掛伝動系 (T) の伝動帯 (11) に付与すべきプリセット荷重を可変として該伝動帯 (11) の張力調整を行う張力調整手段 (12) と、

機関弁 (Vi, Ve) の開閉作動態様の変更に応じて前記プリセット荷重が変更されるよう、前記張力調整手段 (12) の作動を弁作動態様変更機構 (86i, 86e) の作動態様

2

に応じて制御する制御手段 (140) とを備えることを特徴とする、内燃機関の動弁装置。

【請求項2】 前記弁作動態様変更手段 (86i, 86e) は、機関の高速運転状態に対応した高速作動態様と、機関の低速運転状態に対応した低速作動態様とに切換可能に構成され、前記制御手段 (140) は、前記弁作動態様変更手段 (86i, 86e) が高速作動態様にある時の前記プリセット荷重を低速作動態様にある時のそれよりも高くなるように前記張力調整手段 (12) を制御することを特徴とする、請求項1に記載の内燃機関の動弁装置。

【考案の詳細な説明】

A. 考案の目的

(1) 産業上の利用分野

本考案は、機関本体に開閉可能に支承される機関弁と動弁カム軸との間に介設される動弁駆動力伝達手段に、機

関弁の開閉作動態様を機関の運転状態に応じて変更可能な弁作動態様変更機構が設けられ、前記動弁カム軸およびクランク軸間には巻掛伝動系が設けられる内燃機関の動弁装置に関する。

(2) 従来の技術

従来、かかる動弁装置は、たとえば特開平1-134013号公報等により公知である。

(3) 考案が解決しようとする課題

ところで、かかる動弁装置では、機関が高速運転状態にあるときには機関弁のリフト量を大きく、また低速運転状態にあるときには機関弁のリフト量を小さくするように弁作動態様変更機構を作動せしめるのが一般的であり、高速運転状態では機関弁を閉弁方向に付勢している弁ばねへの作用力および反作用力が低速運転状態よりも大きいことを主要因として、第7図で示すように、機関弁を高速運転状態としたときの巻掛伝動系の伝動帯にかかる荷重(実線で示す曲線)と、機関弁を低速運転状態としたときの前記伝動帯にかかる荷重(破線で示す曲線)とは、伝動帯へのプリセット荷重を同一としたときにはほぼ同一の機関回転数 N_0 、たとえば4000rpmでピーク値を示し、しかもそのピーク値は、高速運転状態の方が大きくなる。

従来、巻掛伝動系における伝動帯のプリセット荷重は一定となっているので、低速運転状態から高速運転状態への切換を前記機関回転数 N_0 以下に設定すると、機関弁を高速運転状態で作動せしめているときに伝動帯にかかる荷重が過度に大きくなってしまふ。したがって伝動帯に過度の荷重がかかるのを避けるためには、低速運転状態から高速運転状態への切換を前記機関回転数 N_0 よりも大きい回転数のときに設定しなければならず、機関弁の作動態様の切換時期の自由度が小さくなっていた。

ところで、伝動帯のプリセット荷重と、伝動帯にかかる荷重との関係を示すと第8図のようになり、プリセット荷重を低くしたとき(伝動帯張力を緩めたとき)には実線で示すように機関回転数の低速側で荷重がピークとなるのに対し、プリセット荷重を高くしたとき(伝動帯張力を強めたとき)には鎖線で示すように機関回転数の高速側で荷重がピークとなり、しかも高プリセット荷重のときの荷重ピーク値は低プリセット荷重のときの荷重ピーク値よりも小さくなる。これは、伝動帯の共振現象によるもので、ピーク荷重の大小は共振波長の振幅の大小によるものと考えられる。

本考案は、かかる事情に鑑みてなされたものであり、プリセット荷重が変化すると伝動帯の荷重ピーク値が変化することを利用して、低速運転状態から高速運転状態への切換時期設定の自由度を増大し得るようにした内燃機関の動弁装置を提供することを目的とする。

B. 考案の構成

(1) 課題を解決するための手段

上記目的を達成するために請求項1の考案は、弁作動態

様変更機構から独立して設けられ、巻掛伝動系の伝動帯に付与すべきプリセット荷重を可変として該伝動帯の張力調整を行う張力調整手段と、機関弁の開閉作動態様の變更に応じて前記プリセット荷重が變更されるよう、前記張力調整手段の作動を弁作動態様変更機構の作動態様に依拠して制御する制御手段とを備えることを特徴とし、また請求項2の考案は、前記特徴に加えて、前記弁作動態様変更手段が、機関の高速運転状態に対応した高速作動態様と、機関の低速運転状態に対応した低速作動態様とに切換可能に構成され、前記弁作動態様変更手段が高速作動態様にある時の前記プリセット荷重を低速作動態様にある時のそれよりも高くなるように前記制御手段が前記張力調整手段を制御することを特徴とする。

(2) 作用

各請求項の考案の上記構成によれば、張力調整手段が伝動帯に付与すべきプリセット荷重を、弁作動態様変更機構による機関弁の開閉作動態様の變更に応じて変化させることができるため、動弁カム軸側から伝動帯にかかる荷重のピーク値を、機関弁開閉作動態様の變更に応じて変化させることができ、これにより、機関弁の作動態様変化に応じた伝動帯張力調整が可能となる。

また特に請求項2の考案の上記構成によれば、動弁カム軸側から伝動帯にかかる荷重が比較的高くなる傾向のある機関弁の高速作動態様においては、前記プリセット荷重が比較的高くなって、該伝動帯にかかる荷重のピーク値が極力低く抑えられるから、機関弁の高速作動態様で伝動帯に過荷重がかかることを回避でき、これにより、低速運転状態から高速運転状態への切換時期設定の自由度が増し、高速用動弁カムのカムプロファイル設定の自由度も増す。一方、機関弁の低速作動態様においては前記プリセット荷重を比較的低くして、伝動帯からの騒音の発生が効果的に抑えられる。

(3) 実施例

以下、図面により本考案をDOHC型多気筒内燃機関の動弁装置に適用したときの一実施例について説明すると、先ず第1図において、シリンダブロック1の上部には、該シリンダブロック1と共働して機関本体Eを構成するシリンダヘッド2が結合され、シリンダブロック1の下部にはオイルパン3が、またシリンダヘッド2の上部にはヘッドカバー4がそれぞれ結合される。

ほぼ水平な軸線を有しながらシリンダブロック1で回転自在に支承されるクランク軸5のシリンダブロック1からの突出端部には、巻掛伝動系Tの駆動プーリ6が固着される。この巻掛伝動系Tは、クランク軸5と平行にしてシリンダヘッド2に回転自在に支承される吸気弁側動弁カム軸7iおよび排気弁側動弁カム軸7eと、シリンダブロック1の側壁外面に取付けられるウォータポンプ8とを駆動するための調時伝動系であり、駆動プーリ6と、両動弁カム軸7i, 7eに固着されるカム軸駆動用被動プーリ9i, 9eと、ウォータポンプ8のポンプ軸8aに固着されるウォ

ータポンプ駆動用被動プーリ10と、各プーリ9i, 9e, 10に懸回される伝動帯としての無端状タイミングベルト11とから構成される。

かかる巻掛伝動系Tにおけるタイミングベルト11の張力を調整可能な張力調整手段12が、シリンダブロック1の側壁外面に配設される。この張力調整手段12は、駆動プーリ6およびウォータポンプ駆動用被動プーリ10間でタイミングベルト11の外周面に摺接するテンシヨナプーリ13と、該テンシヨナプーリ13を軸支しながらシリンダブロック1に揺動可能に支承されるテンシヨナアーム14と、テンシヨナアーム14の揺動位置を調整すべく該テンシヨナアーム14に連動、連結される作動部15とを備える。

テンシヨナアーム14の一端は、クランク軸5と平行な軸線を有しながらシリンダブロック1の側壁外面に固定される支軸16により枢支され、テンシヨナプーリ13は、支軸16と平行な軸線まわりに回転可能にしてテンシヨナアーム14の中間部に支承される。また作動部15はテンシヨナアーム14の他端部に連動、連結される。

第2図において、張力調整手段12の作動部15は、両端を閉塞した円筒状に形成されながらシリンダブロック1の側壁外面に固定される外ケース17と、相互間に油圧室18を形成しながら制限された範囲での軸方向摺動可能にして外ケース17内に嵌合される内ケース19と、テンシヨナアーム14の他端に当接する当接ロッド部20aを有して内ケース19内に摺動可能に嵌合される移動体20と、当接ロッド部20aをテンシヨナアーム14に当接させる方向のばね力を発揮すべく内ケース19および移動体20間に介装されるばね21と、油圧室18をリザーバRに連通させる状態および該油圧室18を油圧供給源22に連通させる状態を切

換可能な電磁切換弁23とを備える。

外ケース17は、シリンダブロック1の側壁外面に固定される有底円筒体24と、該有底円筒体24の開口端側外面に設けられる雄ねじ部26に一端が螺着される円筒体25とから成り、円筒体25の他端には有底円筒体24の内面直径にほぼ対応した内面直径を有する孔27を内周面で形成する鏝部28が半径方向内方に張出して一体に設けられる。有底円筒体24には、ブラケット29が一体に設けられており、このブラケット29がシリンダブロック1の側壁外面に固着される。而して有底円筒体24は、前記支軸16と直交する軸線を有しながら開口端をテンシヨナアーム14側に配置してシリンダブロック1の側壁外面に固着される。また円筒体25は、その鏝部28が有底円筒体24の開口端と軸方向に間隔をあけて位置するようにして有底円筒体24の雄ねじ部26に螺着される。

内ケース19は、有底円筒体30の開口端が蓋31で閉塞されて成る両端閉塞の円筒状に形成されるものであり、蓋31を内方側にして外ケース17の有底円筒体24内に摺動可能に嵌合される。しかも有底円筒体30の閉塞端側は孔27を貫通して外方に突出される。この内ケース19の蓋31と、

外ケース17における有底円筒体24の閉塞端との間に油圧室18が画成される。また前記有底円筒体14の開口端寄り内面には、内ケース19における有底円筒体30の外面に摺接するリング等の環状シール部材32が嵌着される。

前記有底円筒体30の中間部外面には、半径方向外方に張出した規制鏝33が全周にわたって一体に設けられており、この規制鏝33は、有底円筒体24の開口端および鏝部28間に配置される。したがって内ケース19は、規制鏝33が有底円筒体24の開口端および鏝部28に当接する範囲で外ケース17内を軸方向に摺動可能であり、油圧室18に油圧が作用しているときには内ケース19は規制鏝33を鏝部28に当接させる位置まで前進し、油圧室18の油圧が解放されたときに内ケース19は規制鏝33を有底円筒体24の開口端に当接させる位置まで後退する。

油圧供給源22は、リザーバRから油を汲上げる油圧ポンプ34と、該油圧ポンプ34に接続されるアクチュエータ35とを備えるものであり、この油圧供給源22には油路36が接続され、該油路36からはオリフィス37を途中で備える分岐油路38が分岐されている。また油圧室18に通じる油路39が外ケース17に接続されており、この油路39ならびにリザーバRに通じる解放油路40と、前記分岐油路38との間に電磁切換弁23が介設される。

この電磁切換弁23は、3ポート2位置切換弁であり、消磁状態では油路39および解放油路40間を連通状態とし、励磁状態で分岐油路38および油路39間を連通状態とするものである。

外ケース17における有底円筒体24の閉塞端には、油圧室18の油圧が設定値以上となるのに応じて開弁して該油圧室18をリザーバRに連通させるリリーフ弁41が配設される。このリリーフ弁41は、リザーバRに通じる油路46に連通しながら有底円筒体24の閉塞端に設けられる弁室42と、該弁室42および油圧室18間を結んで有底円筒体24の閉塞端に穿設される弁孔43と、該弁孔43を閉塞可能にして弁室42内に収納される球状の弁体44と、該弁体44を開弁方向に付勢すべく弁室42内に収納、配置されるばね45とを備える。

有底円筒体24の閉塞端には、着脱可能なキャップ47により外部開口端を閉塞される横断面円形の弁室42と、弁孔43とが同軸上に穿設され、弁孔43の弁室42への開口端縁には弁体44が着座可能なテーパ状の弁座48が形成される。而して弁体44は弁座48への着座を可能にして弁室42内に収納され、ばね45は弁体44およびキャップ47間に縮設される。

かかるリリーフ弁41では、弁孔43すなわち油圧室18の油圧による油圧力が弁体44を弁座48から離反せしめる方向に作用し、ばね45のばね力が弁体44を弁座48に着座せしめる方向に作用するので、ばね45のセット荷重で定まる一定以上の油圧が油圧室18および弁孔43に作用すると開弁して油圧室18をリザーバRに連通させる。

移動体20は円柱状に形成されており、内ケース19にお

る蓋31との間に高圧油室51を画成するとともに有底円筒体30の閉塞端との間に補給油室52を画成しながら内ケース19内に摺動可能に嵌合される。しかも該移動体20の補給油室52側の端部には、小径ロッド状の当接ロッド部20aが同軸に突設されている。該当接ロッド部20aは、内ケース19における有底円筒体30の閉塞端に同軸に穿設される案内孔53を移動自在に貫通して外方に突出され、テンショナーム14の他端に当接される。また当接ロッド部20aの外面には、案内孔53の内面に摺接する環状シール部材54が嵌着され、当接ロッド部20aの突出端部および内ケース19の外端間にはブーツ55が設けられる。

ばね21は、高圧油室51内で内ケース19の蓋31および移動体20間に縮設されており、移動体20は該ばね21のばね力により外方に向けて、すなわちテンショナプリー13でタイミングベルト11の張力を増す方向にテンショナーム14を当接ロッド部20aで押圧回転する側に向けて付勢される。

移動体20には、補給油室52から高圧油室51に向けての作動油の流れのみを許容するチェック弁56が配設される。このチェック弁56は、高圧油室51に連通しながら移動体20に設けられる弁室57と、該弁室57および補給油室52間を結んで移動体20に穿設される弁孔58と、該弁孔58を閉塞可能にして弁室57内に収納される球状の弁体59と、該弁体59を開弁方向に付勢すべく弁室57内に収納、配置されるばね60とを備える。

弁室57は、その高圧油室51側に臨む開口端にリテーテ61を螺合して移動体21の高圧油室51側の部分に穿設されおり、この弁室57と同軸にして弁孔58が移動体20に穿設される。また弁孔58の弁室57への開口端縁には弁体59が着座可能なテーパ状の弁座62が形成される。而して弁体59は弁座62への着座を可能にして弁室57内に収納され、ばね60は弁体59およびリテーテ61間に縮設される。

かかるチェック弁56では、弁孔58すなわち補給油室52の油圧による油圧力が弁体59を弁座62から離反せしめる方向に作用し、ばね60のばね力および弁室57すなわち高圧油室51の油圧による油圧力が弁体59を弁座62に着座せしめる方向に作用する。

かかる張力調整手段12で移動体20の位置は、タイミングベルト11の張力と、ばね21のばね力による移動体20の押圧力とがバランスする位置に定まるが、そのバランス状態からタイミングベルト11の張力が小さくなって移動体20が前進するときには、補給油室52の油圧増大および高圧油室51の油圧減少に伴ってチェック弁56が開弁して補給油室52から高圧油室51へと油が流入して移動体20が円滑に移動するのに対し、タイミングベルト11の張力増大により移動体20が後退方向に押されると、チェック弁56は閉弁したままであり、移動体20外面および内ケース19内面間の間隙を通してのみしか高圧油室51から補給油室52への油の流通が許容されず、高圧油室51の油圧が保持されるので、移動体20は高圧油室51の油圧によりその位

置を踏ん張って維持することになる。而して電磁切換弁23により油圧室18をリザーバRに連通させた状態にすると、内ケース19がその規制鏢33を外ケース17の有底円筒体24開口端に当接させる位置まで後退し、また電磁切換弁23により油圧室18を油圧供給源22に連通させた状態にすると内ケース19がその規制鏢33を外ケース17の鏢部28に当接させるまで前進する。したがって電磁切換弁23により油圧室18を油圧供給源22に連通させると、油圧室18をリザーバRに連通させた状態に比べると、ばね21のばね力が増大し、タイミングベルト11の張力が増大することになる。

次に、吸気弁側動弁カム軸7iおよび排気弁側カム軸7eからの動力を、機関弁としての吸気弁Viおよび排気弁Veに伝達するための構成について説明する。

第3図および第4図において、シリンダブロック1内には複数たとえば4つのシリンダCが直列に並んで設けられ、シリンダヘッド2と、各シリンダCに摺動可能に嵌合されるピストンPとの間には燃焼室65がそれぞれ画成される。またシリンダヘッド2には、各燃焼室65の天井面を形成する部分に、一対の吸気弁口66および一対の排気弁口67がそれぞれ設けられ、各吸気弁口66はシリンダヘッド2の一方の側面に開口する吸気ポート68に連なり、各排気弁口67はシリンダヘッド2の側面に開口する排気ポート69に連なる。

シリンダヘッド2の各シリンダCに対応する部分には、各吸気弁口66を開閉可能な一対の機関弁としての吸気弁Viと、各排気弁口67を開閉可能な一対の機関弁としての排気弁Veとを案内すべく、ガイド筒71i, 71eがそれぞれ嵌合、固定されており、それらのガイド筒71i, 71eから上方に突出した各吸気弁Viおよび各排気弁Veの上端にそれぞれ設けられる鏢部72i, 72eと、シリンダヘッド2との間には弁ばね73i, 73eがそれぞれ縮設され、これらの弁ばね73i, 73eにより各吸気弁Viおよび各排気弁Veは、上方すなわち閉弁方向に付勢される。

シリンダヘッド2と、ヘッドカバー4との間には作動室75が画成され、この作動室75内には、吸気弁側動弁カム軸7iからの駆動力を各シリンダCの吸気弁Viに伝達するための吸気弁側動弁駆動力伝達手段76iと、排気弁側動弁カム軸7eからの駆動力を各シリンダCの排気弁Veに伝達するための排気弁側動弁駆動力伝達手段76eとが収納、配置される。両動弁駆動力伝達手段76i, 76eは、基本的には同一の構成を有するものであり、以下の説明では吸気弁側動弁駆動力伝達手段76iについて参照符号に添字 i を付しながら説明し、排気弁側動弁駆動力伝達手段76eについては参照符号に添字 e を付して図示するのとする。

吸気弁側動弁駆動力伝達手段76iは、各シリンダCにそれぞれ対応して吸気側動弁カム軸7iに設けられる低速用カム79i, 80iおよび高速用カム81iと、前記動弁カム軸7iと平行にしてシリンダヘッド2に固定配置されるロッカ

軸82iと、各シリンダCにそれぞれ対応してロッカ軸82iに枢支される第1駆動ロッカアーム83i、第2駆動ロッカアーム84iおよび自由ロッカアーム85iとを備える。吸気弁側動弁カム軸7iは、シリンダヘッド2の上方で各シリンダCの配列方向に平行にして軸線まわりに回転自在に配設される。この吸気弁側動弁カム軸7iには各吸気弁Viに対応した位置に低速用カム79i, 80iが一体化されるとともに、両低速用カム79i, 80i間に高速用カム81iが一体化される。一方、ロッカ軸82iは、吸気弁側動弁カム軸7iよりも下方位置で、該動弁カム軸7iと平行な軸線を有してシリンダヘッド2により固定的に保持される。このロッカ軸82iには、一方の吸気弁Viに連動、連結される第1駆動ロッカアーム83iと、他方の吸気弁Viに連動、連結される第2駆動ロッカアーム84iと、第1および第2駆動ロッカアーム83i, 84i間に配置される自由ロッカアーム85iとが相互に隣接してそれぞれ枢支される。

第1および第2駆動ロッカアーム83i, 84iにはタペットねじ87iがそれぞれ進退可能に螺合されており、これらのタペットねじ87iが対応する吸気弁Viの上端に当接し、それにより両駆動ロッカアーム83i, 84iが吸気弁Viにそれぞれ連動、連結される。

また自由ロッカアーム85iは、シリンダヘッド2との間に介装したロストモーション機構88iにより高速用カム81iに摺接する方向に弾発付勢される。

第5図を併せて参照して、各シリンダCに対応した各ロッカアーム83i, 84i, 85i間には、弁作動態様変更機構86iがそれぞれ設けられる。この弁作動態様変更機構86iは、第1駆動ロッカアーム83iおよび自由ロッカアーム85i間を連結可能な第1切換ピン91と、自由ロッカアーム85iおよび第2駆動ロッカアーム84i間を連結可能な第2切換ピン92と、第1および第2切換ピン91, 92の移動を規制する規制ピン93と、各ピン91~93を連結解除側に付勢する戻しばね94とを備える。

第1駆動ロッカアーム83iには、自由ロッカアーム85i側に開放した有底の第1ガイド穴95がロッカ軸82iと平行に穿設されており、円柱状に形成された第1切換ピン91が第1ガイド穴95に摺動可能に嵌合され、第1切換ピン91の一端と第1ガイド穴95の閉塞端との間に油圧室96が画成される。しかも第1駆動ロッカアーム83iには油圧室96に連通する通路97が穿設され、ロッカ軸82iには給油路98iが設けられ、給油路98iは第1駆動ロッカアーム83iの揺動状態にかかわらず通路97を介して油圧室96に常時連通する。

自由ロッカアーム85iには、第1ガイド穴95に対応するガイド孔99がロッカ軸82iと平行にして両側面間にわたって穿設されており、第1切換ピン91の他端に一端が当接される第2切換ピン92がガイド孔99に摺動可能に嵌合される。しかも第2切換ピン92も円柱状に形成される。第2駆動ロッカアーム84iには、前記ガイド孔99に対応

する有底の第2ガイド穴100が自由ロッカアーム85i側に開放してロッカ軸82iと平行に穿設されており、第2切換ピン92の他端に当接する有底円筒状の規制ピン93が第2ガイド穴100に摺動可能に嵌合される。この規制ピン93は、その開口端を第2ガイド穴100の閉塞端側に向けて配置されるものであり、その開口端部で半径方向外方に張出した銜部93aが第2ガイド穴100に摺接する。戻しばね94は、第2ガイド穴100の閉塞端および規制ピン93の閉塞端間に縮設されており、この戻しばね94のばね力により相互に当接した前記各ピン91, 92, 93が油圧室96側に付勢される。しかも第2ガイド穴100の閉塞端には、空気および油抜き用解放孔101が穿設される。

また第2ガイド穴100の内面には、規制ピン93の銜部93aに係合可能な止め輪102が嵌れており、この止め輪102により規制ピン93の第2ガイド穴100からの抜け出しが阻止され。しかも止め輪102の嵌着位置は、規制ピン93が自由ロッカアーム85iおよび第2駆動ロッカアーム84i間に対応する位置で第2切換ピン92に当接している状態からさらに自由ロッカアーム85i側に移動するのを阻止するように設定される。

かかる弁作動態様変更機構86iでは、油圧室96の油圧が高くなることにより、第1切換ピン91がガイド孔99に嵌合するとともに第2切換ピン92が第2ガイド穴100に嵌合して、各ロッカアーム83i, 85i, 84iが連結される。また油圧室96の油圧が低くなると戻しばね94のばね力により第1切換ピン91が第2切換ピン92との当接面を第1駆動ロッカアーム83iおよび自由ロッカアーム85i間に対応させる位置まで戻り、第2切換ピン92が規制ピン93との当接面を自由ロッカアーム85iおよび第2駆動ロッカアーム84i間に対応させる位置まで戻るので各ロッカアーム83i, 85i, 84iの連結状態が解除される。

自由ロッカアーム85iには、第1および第2駆動ロッカアーム83i, 84iにそれぞれ対向する側面に軽量化のための肉抜きにより凹部103, 103がそれぞれ設けられており、第1および第2駆動ロッカアーム83i, 84iの凹部103に対向する側面には、該凹部102内に入り込むスプリングピン104がそれぞれ圧入、固着される。これらの凹部103, 103およびスプリングピン104, 104により自由ロッカアーム85iと、第1および第2駆動ロッカアーム83i, 84iとの相対揺動量が規制されるが、低速用カム79i, 80iに摺接している第1および第2駆動ロッカアーム83i, 84iと、高速用カム81iに摺接している自由ロッカアーム85iとは機関の低速運転状態で相対揺動するものであり、凹部103, 103はその相対揺動運動を阻害しない程度に形成される。しかも、これらの凹部103およびスプリングピン104は、メンテナンス時に各ロッカアーム83i, 84i, 85iが無制限に相対揺動することを阻止し、第1および第2切換ピン91, 92が脱落してしまうこと等を防止する働きをする。

第6図において、各シリンダCの配列方向に沿う前記巻

掛伝動系Tとは反対側の側面寄りでシリンダヘッド2には、前記油路36に連通する油路106が設けられ、該油路106は、シリンダヘッド2の前記側面に開口する。

シリンダヘッド2において、両ロッカ軸82i, 82eの一方、すなわち排気弁Ve側のロッカ軸82eの一端を支持する部分には、ロッカ軸82e内の給油路98eに通じる給油口107が、シリンダヘッド2の一端面に開口するようにして穿設される。またシリンダヘッド2には、前記給油口107を吸気弁Vi側のロッカ軸82i内の給油路98iに連通せしめる連通路108が穿設される。

前記油路106のシリンダヘッド2の側面への開口部と、給油口107との間の連通、遮断を切換えるべくシリンダヘッド2の前記側面には切換弁110が取付けられる。この切換弁110は、前記油路106に通じる入口ポート111と給油口107に通じる出口ポート112とを有してシリンダヘッド2の側面に取付けられるハウジング113内に、給油口107に低油圧を供給する低油圧供給位置（上方位置）と給油口107に高油圧を供給する高油圧供給位置（下方位置）との間で移動可能にしてスプール弁体114が摺動自在に嵌合されて成る。

ハウジング113には、上端をキャップ115で閉塞されるシリンダ孔116が穿設されており、スプール弁体114は、キャップ115との間に作動油圧室117を形成して該シリンダ孔116に摺動自在に嵌合される。しかもハウジング113の下部とスプール弁体114との間に形成されたばね室118には、スプール弁体114を上方に向けて付勢するばね119が収納される。而してスプール弁体114は、ばね119により上方すなわち低油圧供給位置側に付勢されるとともに、作動油圧室117に高油圧が供給されたときには作動油圧室117の油圧力により高油圧供給位置側へと移動せしめられる。またスプール弁体114には、入口ポート111および出口ポート112間を連通可能な環状凹部120が設けられており、第6図で示すようにスプール弁体114が上動しているときには、スプール弁体114は入口ポート111および出口ポート112間を遮断する状態にある。

ハウジング113をシリンダヘッド2の側面に取付けた状態で、入口ポート111と油路106の間にはオイルフィルタ121が挟持される。またハウジング113には、入口ポート111および出口ポート112間を連通するオリフィス孔122が穿設される。したがってスプール弁体114が閉じ位置にある状態でも、入口ポート111および出口ポート112間はオリフィス孔122を介して連通されており、オリフィス孔122で絞られた油圧が、出口ポート112から給油口107に供給される。

またハウジング113には、スプール弁体114が閉じ位置にあるときのみ環状凹部120を介して出口ポート112に通じるバイパスポート123が穿設され、このバイパスポート123はシリンダヘッド2内の上部に連通する。さらにスプール弁体114には、該スプール弁体114の位置にかかわらず入口ポート111をばね室118に連通させるオリフィス孔

124が穿設される。しかもハウジング113の下部にはばね室118をシリンダヘッド2内に連通させる透孔125が穿設されており、前記オリフィス孔124を経てばね室118内に流入した油は透孔125からシリンダヘッド2内に戻される。これにより、ばね119に付着した塵埃等が油により流されるので、前記塵埃等がばね119の伸縮作動に悪影響を及ぼすことが回避される。

ハウジング113には、入口ポート111に常時連通する管路126が接続されており、この管路126は電磁開閉弁127を介して管路128に接続される。しかも管路128は、キャップ115に穿設した接続孔129に接続される。

またハウジング113には、前記管路128に連通するリークジェット130が穿設されており、このリークジェット130はシリンダヘッド2内の上部に通じる。

さらにハウジング113には、出口ポート112すなわち給油路98i, 98eの油圧を検出するための圧力検出器131が取付けられ、この圧力検出器131は、切換弁110が正常に作動しているか否かを検出する働きをする。

再び第3図において、吸気弁側動弁カム軸7iの上方位置には、該動弁カム軸7iと平行に延びる通路形成部材132iが配置されており、この通路形成部材132i内には、高速用潤滑路133iと、低速用潤滑路134iとが相互に平行にして穿設される。而して高速用潤滑路133iには吸気弁Viが高速作動態様にあるときに図示しない絞りを介して給油路98iから潤滑油が供給され、低速用潤滑路134iには油圧供給源22からの潤滑油が図示しない絞りを介して常時供給される。しかも通路形成部材132iの下部には、高速用カム81iに対応する位置で高速用潤滑路133iに通じる噴出孔135iが穿設されるとともに、低速用カム79i, 80iおよび高速用カム81iに対応する部分で低速用潤滑路134iに通じる噴出孔136iが穿設され、それらの噴出孔135i, 136iから噴出される潤滑油により、各カム79i, 80i, 81iと各ロッカアーム83i, 84i, 85iとの摺接部の潤滑がなされる。

ところで、再び第2図を参照して、張力調整手段12における電磁切換弁23の切換作動は、制御手段140により制御されるものであり、この制御手段140は、前記切換弁110の作動切換を司る電磁開閉弁127の開閉作動制御に同期して電磁切換弁23の切換作動を制御すべく構成される。すなわち制御手段140は、弁作動態様変更機構86i, 86eにおける油圧室96に高油圧を作用せしめて各吸気弁Viおよび排気弁Veを高速作動態様とするときには電磁切換弁23を励磁して張力調整手段12によるタイミングベルト11の張力を高くし、また弁作動態様変更機構86i, 86eにおける油圧室96の油圧を解放して各吸気弁Viおよび排気弁Veを低速作動態様とするときには電磁切換弁23を消磁して張力調整手段12によるタイミングベルト11の張力を低くする。

次にこの実施例の作用について説明すると、弁作動態様変更機構86i, 86eを切換作動させて、各吸気弁Viおよび

各排気弁Veを高速作動態様とするときには、電磁開閉127を開弁させる。それにより作動油圧室117に高压の油が供給され、作動油圧室117の油圧による油圧力でスプール弁体114が開弁作動して、給油路98i, 98eに油圧が供給され、油圧室96に高油圧が作用することにより各弁作動態様変更機構86i, 86eが連結作動して、吸気弁Viおよび排気弁Veが高速作動態様で開閉作動する。

この高速作動態様では、張力調整手段12はタイミングベルト11の張力を強めてプリセット荷重を大きくしており、このようにプリセット荷重が大きくなると、第8図の鎖線で示すようにタイミングベルト11に両動弁カム軸7i, 7eからかかる荷重のピーク値は、機関の高速回転数側で比較的低い値を示す。したがって吸気弁Viおよび排気弁Veの高速作動態様によりタイミングベルト11にかかる荷重が比較的大きくなるにもかかわらず、タイミングベルト11にかかる荷重のピーク値を比較的小さくすることが可能であり、タイミングベルト11に過荷重がかかることを回避することができる。したがって、低速運転態様から高速運転態様への切換時期設定の自由度を増大することができるとともに、高速用カム81i, 81eのカムプロファイル設定の自由度を増大することができる。

吸気弁Viおよび排気弁Veの開閉作動態様を高速作動態様から低速作動態様へと切換えるときには、電磁開閉弁127を開弁する。この電磁開閉弁127の開弁時には、管路128内の油圧がリークジェット130から逃がされて作動油圧室117の油圧が速やかに解放され、それに応じて切換弁110が速やかに閉弁する。しかも切換弁110が閉弁状態となると、給油路98i, 98e内の油圧がバイパスポート122によりシリンダヘッド2内に逃がされるので、給油路98i, 98eすなわち各弁作動態様変更機構86i, 86eにおける油圧室96の油圧が速やかに低油圧となり、高速作動態様から低速作動態様への切換応答性が向上する。

しかもこの低速作動態様での運転時には、張力調整手段12はタイミングベルト11の張力を緩めてプリセット荷重を小さくしており、低速運転時のタイミングベルト11による騒音の発生を抑えることができる。

C. 考案の効果

以上のように各請求項の考案によれば、張力調整手段が

伝動帯に付与すべきプリセット荷重を、弁作動態様変更機構による機関弁の開閉作動態様の変更に応じて変化させるようにしたので、動弁カム軸側から伝動帯にかかる荷重のピーク値を、機関弁開閉作動態様の変更に応じて変化させることができ、機関弁の作動態様変化に応じた伝動帯張力調整が可能となる。

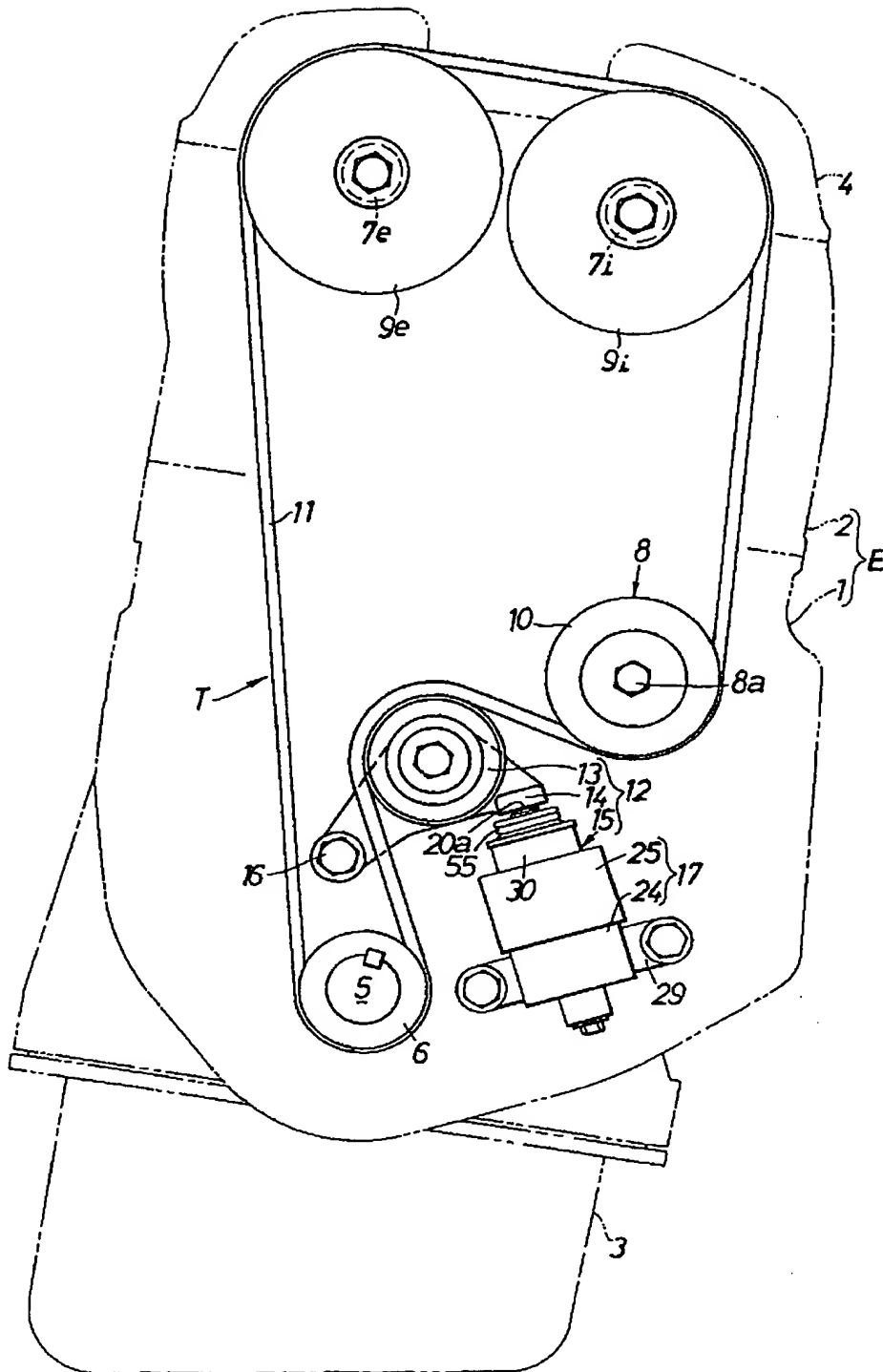
また特に請求項2の考案によれば、弁作動態様変更手段が高速作動態様にある時の前記プリセット荷重を低速作動態様にある時のそれよりも高くなるように張力調整手段を制御するので、動弁カム軸側から伝動帯にかかる荷重が比較的高くなる傾向のある機関弁の高速作動態様においては、前記プリセット荷重を比較的高くして、該伝動帯にかかる荷重のピーク値を極力低く抑えることができ、従って機関弁の高速作動態様で伝動帯に過荷重がかかることを回避できるため、低速運転態様から高速運転態様への切換時期設定の自由度や、高速用動弁カムのカムプロファイル設定の自由度をそれぞれ増すことができる。一方、機関弁の低速作動態様においては、前記プリセット荷重を比較的低くして、伝動帯からの騒音の発生を効果的に抑えることができる。

【図面の簡単な説明】

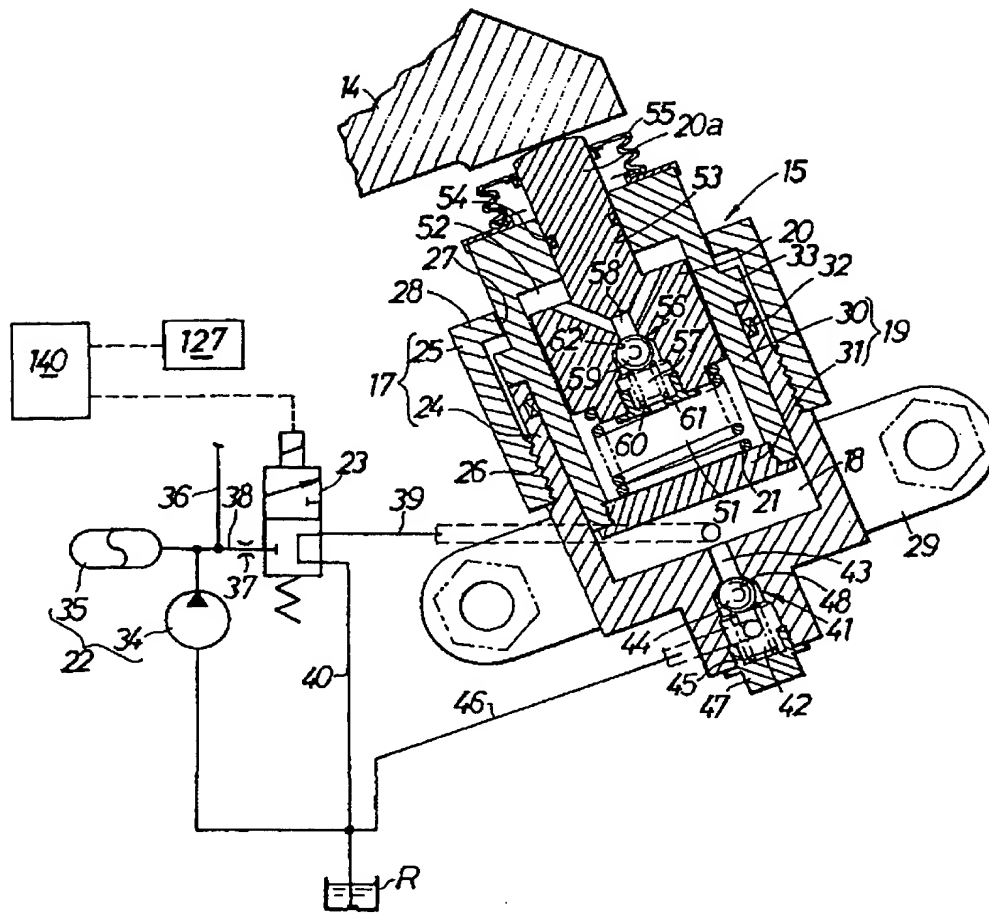
第1図ないし第6図は本考案の一実施例を示すもので、第1図は内燃機関の簡略化した側面図、第2図は張力調整手段の要部縦断面図、第3図は動弁駆動力伝達手段の構成を示すための内燃機関の要部縦断面図、第4図は第3図のIV-IV線断面、第5図は弁作動態様変更機構を示すための第3図のV-V線拡大断面図、第6図はロッカ軸内給油路への潤滑油供給用切換弁の構成を示す縦断面図、第7図は弁作動態様の変化に応じた機関回転数と伝動帯荷重との関係を示すグラフ、第8図は伝動帯プリセット荷重に応じた機関回転数と伝動帯荷重との関係を示すグラフである。

5……クランク軸、7i, 7e……動弁カム軸、11……伝動帯としてのタイミングベルト、12……張力調整手段、76i, 76e……動弁駆動力伝達手段、86i, 86e……弁作動態様変更機構、140……制御手段、E……機関本体、T……巻掛伝動系、Ve……機関弁としての排気弁、Vi……機関弁としての吸気弁

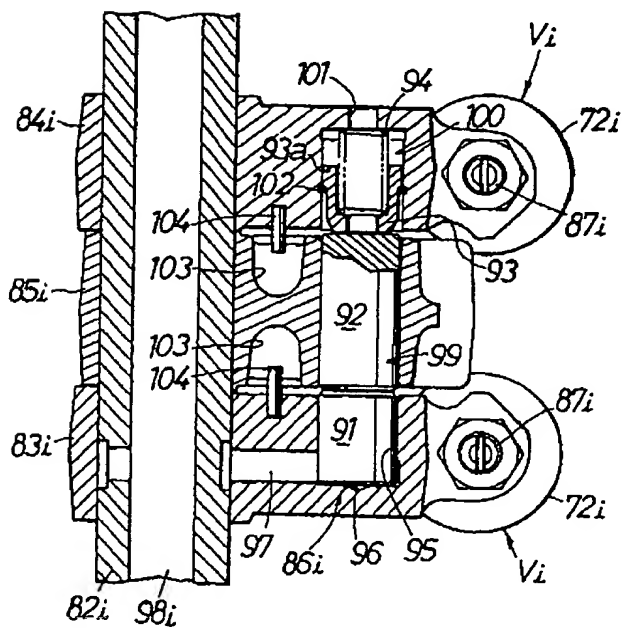
【第 1 図】



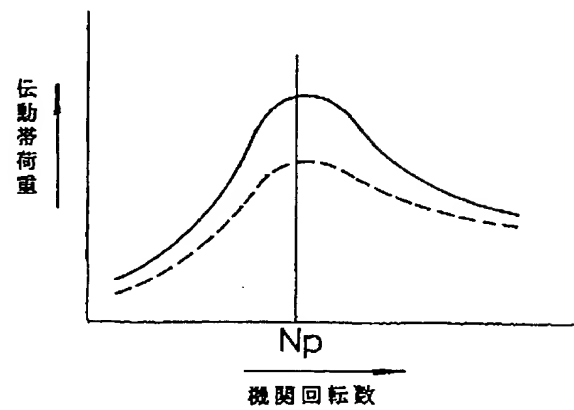
【第 2 図】



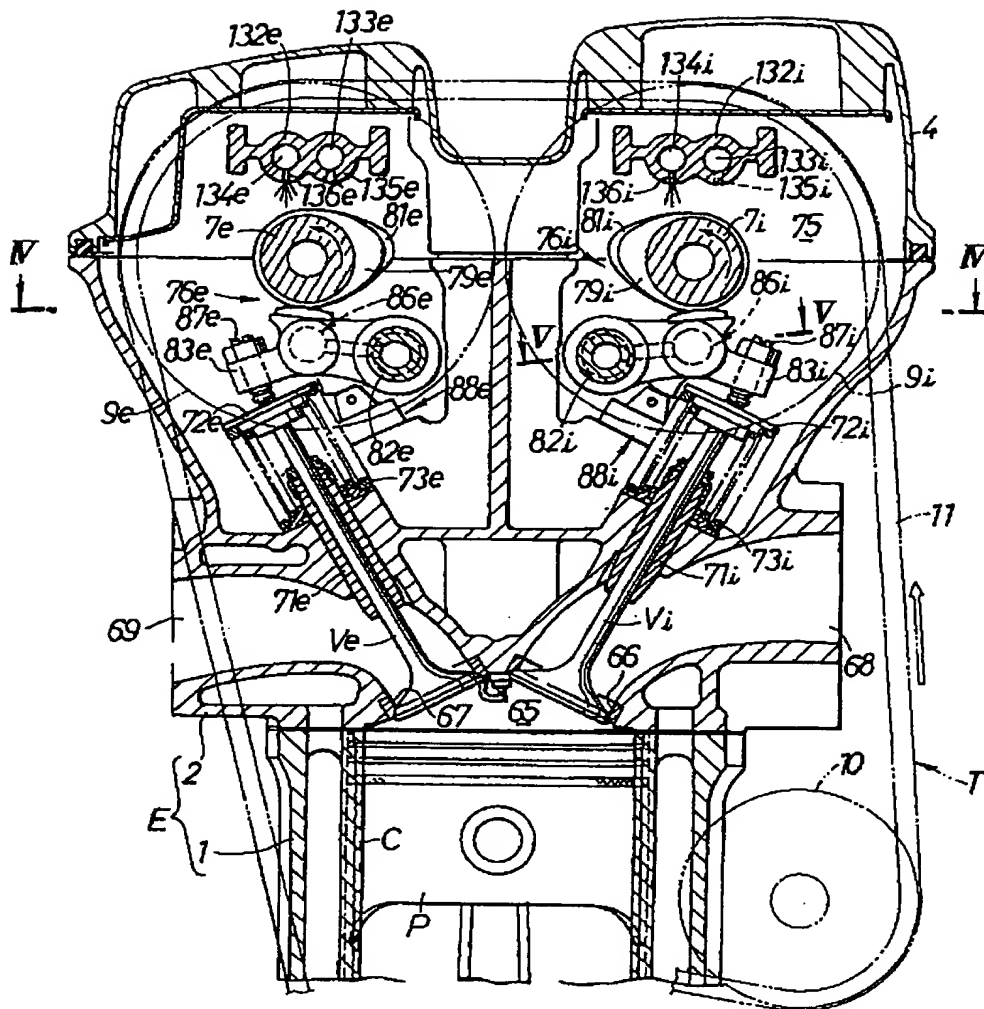
【第 5 図】



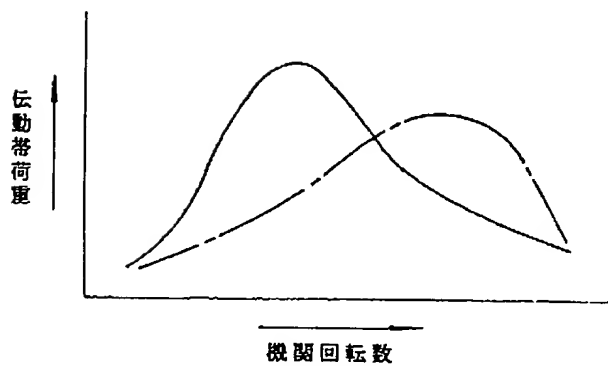
【第 7 図】



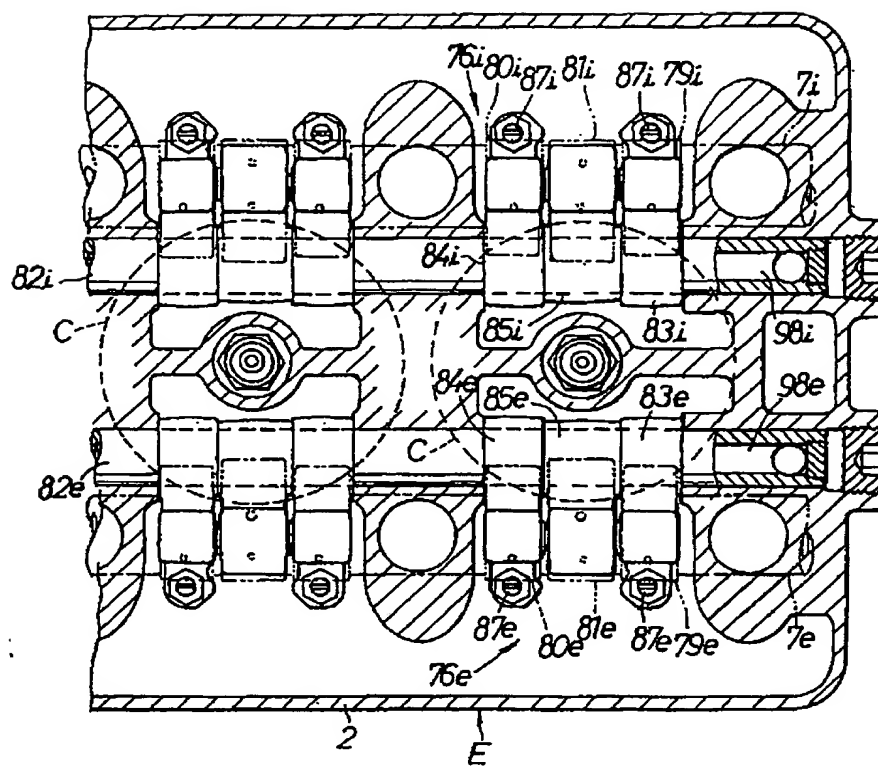
【第3図】



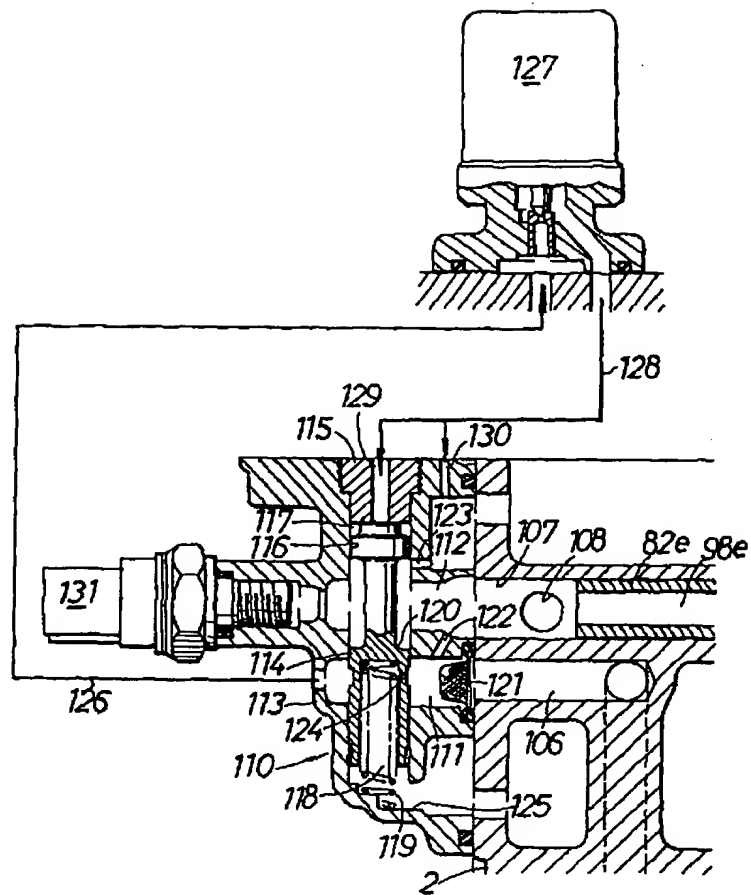
【第8図】



【第 4 図】



【第 6 図】



フロントページの続き

- (56) 参考文献 実開 昭63-18664 (J P, U)
実公 昭60-3924 (J P, Y 1)
実公 昭59-7521 (J P, Y 1)